



TUGAS AKHIR – TM145502

**PERHITUNGAN TRANSMISI PADA MESIN HAMMER
MILL SEBAGAI PENGHANCUR UDANG REBON**

**PEBRY SATRIYA PRAYOGI
NRP. 2112 030 017**

**Dosen Pembimbing
Ir.Eddy Widiyono, MSc
NIP. 19601025 198701 1 001**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT – TM145502

**CALCULATION OF TRANSMISSION TO HAMMER
MILL MACHINE AS A DESTROYER REBON SHRIMP**

**PEBRY SATRIYA PRAYOGI
NRP. 2112 030 017**

**Advisor
Ir.Eddy Widiyono, MSc
NIP. 19601025 198701 1 001**

**D III STUDY PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016**

PERHITUNGAN TRANSMISI PADA MESIN HAMMER MILL SEBAGAI PENGHANCUR UDANG REBON

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar

Ahli Madya

pada

Bidang Studi Manufaktur

Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

PEBRY SATRIYA PRAYOGI

NRP 2112 030 017

**Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing**



Ir. Eddy Widiyono, MT.
NIP 19601025 198701 1 001

SURABAYA, FEBRUARI 2016

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

PERHITUNGAN TRANSMISI PADA MESIN HAMMER MILL SEBAGAI PENGHANCUR UDANG REBON

Nama Mahasiswa : Pebry Satriya Prayogi
NRP : 2112 030 017
Jurusan : D-3 Teknik Mesin FTI -ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Eddy Widiyono, MSc

Abstrak

Dalam Industri kecil pembuatan Terasi masih menggunakan alat yang sederhana dan manual, khususnya pada proses penghancuran udang untuk pembuatan Terasi. Salah satu alternatif untuk meningkatkan efisiensi dan kualitas produksi adalah dengan menggunakan mesin *hammer mill*.

Mesin penghancur (*crusher*) yang akan dirancang ini lebih sederhana, dengan gaya lebih homogen atau konstan, sehingga diperlukan perhitungan besarnya gaya yang terjadi dan daya yang dibutuhkan dalam menggerakkan : *hammer mill*, *belt*, *pulley*, poros.

Hasil dari perancangan dan perhitungan didapatkan daya motor AC 1,5 HP dengan putaran 945 rpm untuk memutar poros dan *hammer mill* dengan kecepatan putar ($n_{\text{poros}} = n_{\text{hammer mill}}$) = 945 rpm. Sistem transmisi yang digunakan yaitu pulley dan V - belt tipe A , sedangkan bahan poros baja AISI 1040 dan bahan pasak adalah baja AISI 1030. Selain sederhana alat ini juga akan menghasilkan produk yang lebih homogen atau konstan, lebih hemat dari segi waktu dan tenaga karena dioperasikan secara otomatis dengan motor AC type Y2-90L-6.

Kata kunci : udang rebon, penghancur, terasi

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

CALCULATION OF TRANSMISSION TO HAMMER MILL MACHINE AS A DESTROYER REBON SHRIMP

Name : ***Pebry Satriya Prayogi***
Student ID : ***2112 030 017***
Department : ***D-3 Mechanical Engineering FTI-ITS***
Advisor : ***Ir. Eddy Widiyono, MSc***

Abstract

In the small Industry Shrimp Paste production are still using the manual simple tools, in particular on the process of destruction of shrimp for the production of Shrimp Paste. One of the alternatives to improve the efficiency and the production quality is using a hammer mill machine.

Crusher machine will be designed to be simpler, with the style of production result is more homogeneous or constant, , so that it is needed the calculations from the magnitude of the forces that occur and the power which is needed to move: hammer mill, belts, pulleys, shafts.

The results obtained from the design and the calculation is power motor AC 1,5 HP with the rotation 945 rpm to rotate the shaft and hammer mill with rotational speed ($n_{\text{shaft}}=n_{\text{hammer mill}}$) = 945 rpm. Transmission system used are the pulley and V - belt type A, while the steel shaft material are AISI 1040 and AISI 1030 for steel peg material. Besides it is simple tool, this tool will also produce the products which are more homogeneous or constant, more efficient in terms of time and energy because of being automatically operated by the AC motor Y2-90L-6 type.

Keywords: *rebon, crusher, shrimp paste*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL.....	xvi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan	3
1.5 Manfaat	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 Perhitungan Torsi dan Daya Motor	5
2.2 Motor Listrik	7
2.2.1 Konstruksi Motor Induksi	9
2.3 Perencanaan Pulley dan Belt	14
2.3.1 Diameter Pulley Yang digerakkan.....	20
2.3.2 Kecepatan Keliling Pulley	21
2.3.3 Pemilihan Belt.....	21
2.3.4 Panjang Belt.....	22
2.3.5 Sudut Kontak	23
2.3.6 Daya dan Momen Perencanaan.....	24
2.3.7 Gaya Tarik Pada Sisi Kendor dan Kencang....	26
2.3.8 Tegangan Belt	27
2.3.9 Jumlah Belt yang dibutuhkan	28
2.3.10 Tegangan maksimal yang ditimbulkan	28

2.3.11 Jumlah Putaran Belt per Detik	29
2.3.12 Umur Belt	29
2.3.13 Perhitungan Beban Pada Poros Pulley	30
2.4 Perencanaan Pasak	31
2.4.1 Perhitungan berdasarkan Tegangan Geser	35
2.4.2 Perhitungan berdasarkan Tegangan Kompresi	36
BAB III METODOLOGI	39
3.1 Diagram Alir Tugas Akhir	39
3.2 Diagram Alir Penelitian untuk Perencanaan Torsi dan Daya Motor Pada Mesin Hammer Mill ...	42
3.3 Diagram Alir Penelitian untuk Perencanaan Belt dan Pulley Pada Mesin Hammer Mill	43
3.4 Diagram Alir Penelitian untuk Perencanaan Pasak	45
3.5 Prosedur Penghancuran Menggunakan Mesin Hammer Mill	46
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN	50
4.1 Perhitungan Torsi dan Daya Motor	50
4.2 Motor Listrik	52
4.3 Perencanaan Pulley dan Belt	52
4.3.1 Diameter Pulley yang Digerakkan	52
4.3.2 Kecepatan Keliling Pulley	53
4.3.3 Pemilihan Belt	55
4.3.4 Perhitungan Panjang Belt	55
4.3.5 Sudut Kontak	56
4.3.6 Daya dan Momen Perencanaan	57
4.3.7 Gaya Tarik Pada Sisi Kendor dan Kencang	58
4.3.8 Perhitungan Tegangan Belt	60
4.3.9 Jumlah Belt yang dibutuhkan	60
4.3.10 Tegangan maksimal yang ditimbulkan	61

4.3.11 Jumlah Putaran Belt per Detik	62
4.3.12 Umur Belt	62
4.3.13 Perhitungan Beban Pada Poros Pulley	63
4.4 Perencanaan Pasak.....	64
4.4.1 Perhitungan berdasarkan Tegangan Geser.....	65
4.4.2 Perhitungan berdasarkan Tegangan Kompresi.....	66
 BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	 68
5.1 Kesimpulan.....	68
5.2 Saran	68
 DAFTAR PUSTAKA	

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Proses Pengeringan Udang Rebon	1
Gambar 1.2 Proses Penghancuran Udang Rebon	1
Gambar 2.1 Arah Torsi (momen gaya).....	5
Gambar 2.2 Hammer Mill dan Alat Penguji	6
Gambar 2.3 Klasifikasi jenis motor listrik	7
Gambar 2.4 Motor Induksi 3-fasa	8
Gambar 2.5 Penerapan motor induksi di dunia industry	8
Gambar 2.6 Contoh data yang ada di plat nama motor Induksi ...	9
Gambar 2.7 Bentuk konstruksi dari motor induksi (stator dan rotor sangkar)	9
Gambar 2.8 Bentuk konstruksi dari motor induksi	10
Gambar 2.9 Bentuk konstruksi Rotor Sangkar.....	10
Gambar 2.10 Bentuk konstruksi Kumparan Dari Rotor	10
Gambar 2.11 Gambaran sederhana bentuk alur / slot pada motor induksi	12
Gambar 2.12 Gambaran sederhana motor induksi dengan satu Kumparan stator dan satu kumparan rotor	12
Gambar 2.13 Motor Induksi 3 Fasa.....	14
Gambar 2.14 Pulley dan Belt	14
Gambar 2.15 Dimensi pulley.....	15
Gambar 2.16 Konstruksi dan dimensi V-belt	16
Gambar 2.17 Starrope, Prene V-rope, Flexstar dan Flat belt	17
Gambar 2.18 Hexagonal dan Raw Edge	17
Gambar 2.19 Raw Edge, Ribstar, Polymer dan MB belt.....	18
Gambar 2.20 Timing belt	18
Gambar 2.21 Transmisi belt dan pulley	19
Gambar 2.22 Dimensi beberapa tipe dari V-belt (a)Jenis Belt : O,A,B,C,D,E dan F (b)Jenis Belt : 1,2,3,4, dan 5	19
Gambar 2.23 Bentuk pulley untuk V-belt sudut Groove ϕ, β	20
Gambar 2.24 Pemilihan V-Belt	22
Gambar 2.25 Panjang Belt, jarak antar sumbu dan sudut kontak.....	23
Gambar 2.26 Sudut kontak.....	24
Gambar 2.27 Distribusi tarikan atau gaya pada belt.....	26
Gambar 2.28 Gaya Tarik pada Belt.....	27

Gambar 2.29 Diagram tegangan pada belt yang terjadi di berbagai tempat.....	29
Gambar 2.30 Diagram uraian gaya pada poros pulley	31
Gambar 2.31 Dimensi pasak	31
Gambar 2.32 Kedudukan Pasak terhadap poros.....	32
Gambar 2.33 Poros, Pasak dan Hub	32
Gambar 2.34 Jenis pasak dan pemasangannya pada poros	33
Gambar 2.35 Pasak Datar segi empat.....	34
Gambar 2.36 Pasak bintang lurus.....	34
Gambar 2.37 Pasak berkepala	35
Gambar 2.38 Pasak yang mendapat Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi.....	35
Gambar 2.39 Gaya tangensial pada pasak yang terkena tegangan geser.....	36
Gambar 2.40 Gaya kompresi pasak.....	37
Gambar 3.1 Diagram Alir.....	39
Gambar 3.2 Diagram Alir Perencanaan Torsi dan Daya Motor .	43
Gambar 3.3 Diagram Alir Perencanaan Belt dan Pulley	44
Gambar 3.4 Diagram Alir Perencanaan Pasak	45
Gambar 3.5 Sket Mesin	46
Gambar 4.1 Alat Penguji	50
Gambar 4.2 Hammer Mill	51
Gambar 4.3 Bentuk pulley untuk V-belt	53
Gambar 4.4 Diamater pulley penggerak dan yang digerakkan ..	53
Gambar 4.5 Gaya – gaya yang terjadi pada belt.....	54
Gambar 4.6 Dimensi Belt	55
Gambar 4.7 Posisi Belt	56
Gambar 4.8 Sudut Kontak	57
Gambar 4.9 Gaya pada Belt	58
Gambar 4.10 Jumlah Belt dalam pulley	61
Gambar 4.11 Diagram uraian gaya pada poros pulley	63
Gambar 4.12 Pasak pada Poros	64
Gambar 4.13 Dimensi Pasak	65
Gambar 4.14 Gaya Geser pada pasak.....	65
Gambar 4.15 Gaya Kompresi pada Pasak	66

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Diameter pulley yang diijinkan dan dianjurkan	20
---	----

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR SIMBOL

A	luas penampang <i>belt</i>
b	lebar <i>pulley</i>
C	jarak antar sumbu poros
D	diameter poros
D_{\min}	diameter minimum <i>pulley</i> penggerak
d_1	diameter <i>pulley</i> penggerak
d_2	diameter <i>pulley</i> yang digerakkan
E_b	modulus elastisitas <i>belt</i>
e	nilai berdasarkan belt ($V\text{-belt} = 21 \text{ mm}$)
F	Gaya
f	koefisien gesek (0,3)
F_0	gaya tekan pada alat penguji
F_1	gaya pada sisi tarik
F_2	gaya pada sisi kendur
F_C	faktor koreksi
F_e	gaya efektif pada <i>belt</i>
F_R	gaya resultan poros
g	Gravitasi
H	umur <i>belt</i>
h	tebal <i>belt</i>
K_C	koefisien tegangan kompresi
K_p	faktor proporsional
K_S	koefisien tegangan geser
L	panjang <i>belt</i>
L_T	kerugian total
<i>l</i>	panjang plat pada alat pengujian
m	nilai berdasarkan <i>belt</i> ($V\text{-belt} = 8$)
N_{base}	basis dari <i>fatigue test</i> (10^7)
n_p	kecepatan putar poros
n_1	putaran <i>pulley</i> penggerak
n_2	putaran <i>pulley</i> yang digerakkan
P	daya motor
Pd	daya rencana
P_{in}	daya <i>input</i>

P_{out}	daya <i>output</i>
P_V	rugi-rugi motor induksi
r	jari-jari <i>hammer</i> yang terpasang dengan poros
r_{hammer}	jari - jari <i>hammer</i>
r_1	jari - jari <i>pulley</i> penggerak
S_f	angka keamanan
S_{yp}	tegangan ijin bahan pasak
T	torsi
T_1	momen <i>pulley</i> penggerak
T_2	momen poros
U	jumlah putaran <i>belt</i> per detik
V	kecepatan keliling
v	kecepatan linier <i>pulley</i> penggerak
W	lebar
z	jumlah <i>belt</i>
α	sudut kontak <i>belt</i> dan <i>pulley</i>
σ_0	tegangan awal <i>belt</i> ($\leq 12 \text{ kg/cm}^2$)
σ_c	tegangan kompresi
σ_d	tegangan <i>belt</i>
σ_s	tegangan geser
ϕ_o	faktor tarikan (0,7-0,9)
σ_{max}	tegangan maksimum
σ_{fat}	<i>fatigue limit</i> (V- <i>belt</i> = 90 kg/cm^2)
η	efisiensi motor AC
γ	berat jenis <i>belt</i>

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi pemesian yang semakin maju menuntut untuk dikembangkan mesin-mesin produksi yang canggih dan dapat menghasilkan kualitas yang tinggi dengan waktu yang relatif singkat dalam pembuatannya, sehingga Indonesia mampu bersaing dengan negara lain di era globalisasi ini.

Indonesia merupakan salah satu negara berkembang yang menghasilkan produk dari potensi sumber daya lautnya, salah satunya pembuatan terasi udang, tetapi dalam proses produksinya masih menerapkan alat tradisional. Maka untuk meningkatkan kualitas produksinya perlu penerapan teknologi tepat guna.



Gambar 1.1 Proses Pengeringan Udang Rebon



Gambar 1.2 Proses Penghancuran Udang Rebon

Dari gambaran diatas khususnya dalam hal industri kecil pembuatan terasi baik di daerah pinggiran kota maupun di daerah pesisir dapat dijadikan pertimbangan untuk membantu mengembangkan usaha dalam aktifitas produksinya.

Diantara permasalahan tersebut yang paling umum dihadapi yaitu :

1. Kualitas produksi yang kurang baik, meliputi:
 - a. Kandungan air yang tidak sesuai.
 - b. Kehalusan udang yang kurang baik karena menggunakan tenaga manusia.
2. Produktivitas dan efisiensi kerja tidak maksimum, meliputi:
 - a. Efisiensi tenaga manusia.
 - b. Efisiensi waktu.
 - c. Kualitas produksi.

Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini segmentasi sasaran mengarah pada industri kecil yang sedang berkembang, khususnya pada bidang industri terasi yang masih menggunakan alat tradisional dalam kegiatan produksinya, yang dirasa kurang efisien. Diharapkan mesin hammer mill ini mampu membantu industri kecil dalam meningkatkan produksi, baik secara kualitas maupun kuantitasnya.

1.2 Rumusan Masalah

Dalam *Perhitungan Transmisi Pada Mesin Hammer Mill Sebagai Penghancur Udang Rebon* ini muncul beberapa permasalahan antara lain :

1. Bagaimana mencari daya dan gaya dalam sistem transmisi?
2. Bagaimana menghitung komponen transmisi yang dibutuhkan dalam proses penghancuran?

1.3 Batasan Masalah

Untuk mencapai tujuan perancangan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan masalahnya, yaitu:

1. Pembahasan ada pada mekanisme sistem transmisi pada proses penghancuran. Dimana hasil benda kerja tidak dibahas atau dijelaskan.
2. Analisa kekuatan rangka mesin (sambungan las) diasumsikan aman.
3. Perhitungan terhadap getaran dan gaya yang terjadi pada rangka mesin diabaikan.
4. Faktor waktu pada saat operasi, seperti pengaturan, saat pergantian benda kerja, tidak diperhitungkan.
5. Kapasitas produksi diabaikan.

1.4 Tujuan

Tujuan yang ingin dicapai pada Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mencari daya dan gaya dalam sistem transmisi yang sesuai.
2. Menghitung komponen transmisi yang dibutuhkan dalam proses penghancuran.

1.5 Manfaat

Dengan adanya *Perhitungan Transmisi Pada Mesin Hammer Mill Sebagai Penghancur Udang Rebon* ini diharapkan dapat membantu proses produksi, sehingga dapat meningkatkan kualitas maupun kuantitas.

1.6 Sistematika Penulisan

Penyusunan Tugas Akhir ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Berisikan tentang : latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Membahas tentang dasar-dasar teori yang digunakan sebagai dasar perhitungan dan pemikiran.

BAB III METODOLOGI

Membahas tentang diagram alir, pengumpulan data serta tahap-tahapan proses pembuatan mesin, serta mekanisme kerja mesin hammer mill.

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Membahas tentang perencanaan dan perhitungan elemen mesin, beserta pengujian alat.

BAB V PENUTUP

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis dalam penyusunan tugas akhir.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

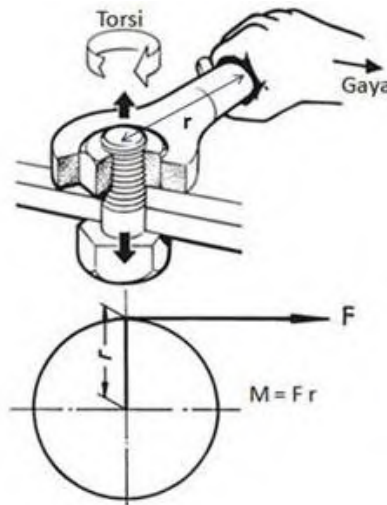
BAB II

DASAR TEORI

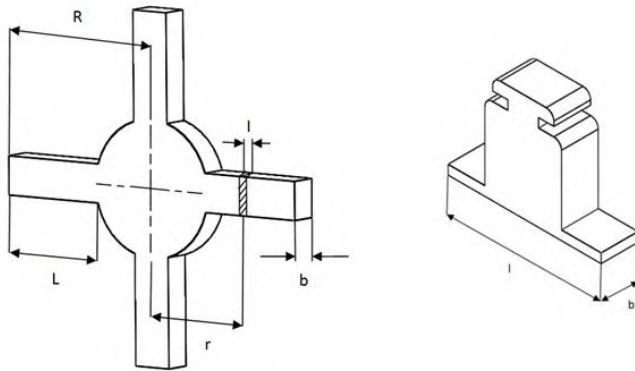
Dalam bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang melatar belakangi perencanaan ini, yang nantinya digunakan dalam perhitungan yang berdasarkan referensi yang meliputi perencanaan elemen mesin, yaitu kapasitas mesin yang digunakan, daya yang ditransmisikan motor AC, belt dan pulley.

2.1 Perhitungan Torsi dan Daya Motor

Torsi adalah kemampuan suatu gaya menghasilkan perputaran (rotasi) benda terhadap suatu poros atau sumbu putarnya. Torsi dapat didefinisikan yaitu hasil kali antara besar gaya F dengan lengan torsi. Lengan torsi yaitu panjang garis yang ditarik dari titik poros sampai memotong tegak lurus garis kerja F .



Gambar 2.1 Arah torsi (momen gaya)



Gambar 2.2 Hammer Mill dan Alat Penguji

Persamaan torsi (Momen Gaya) dapat ditulis :

$$T = F \cdot r \dots \dots \dots (2.1)$$

(R.C. Hibbeler, Engineering Mechanics Dynamics, Hal : 465)

Keterangan :

- T = torsi (Nm)
- r = lengan gaya (m)
- F = gaya (N)

Sehingga daya motor dapat kita hitung dengan rumus:

$$P = \frac{T \cdot n_p}{63000} \dots \dots \dots (2.2)$$

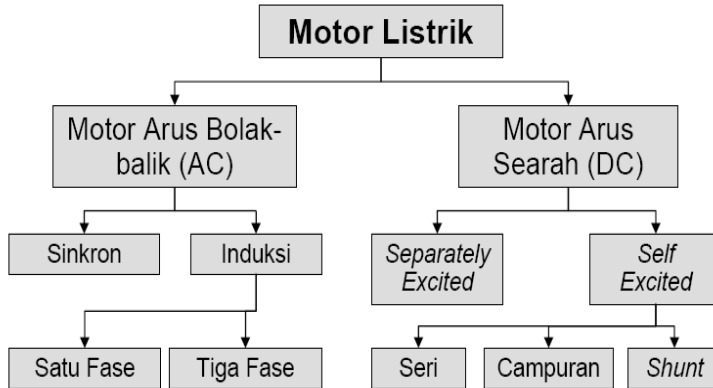
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.)

Keterangan :

- T = torsi (lbf.in)
- $r_{\text{hammer mill}}$ = jari-jari hammer mill (m)
- P = daya motor (Hp)
- n_p = putaran poros (rpm)

2.2 Motor Listrik

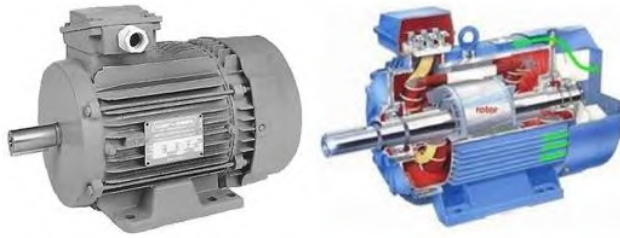
Motor listrik termasuk kedalam kategori mesin listrik dinamis dan merupakan sebuah perangkat elektromagnetik yang mengubah energi listrik menjadi energi mekanik. Dibawah ini adalah bagan mengenai macam – macam motor listrik berdasarkan pasokan input, konstruksi, dan mekanisme operasi yang terangkum dalam klasifikasi motor listrik.



Gambar 2.3 Klasifikasi jenis motor listrik

Motor induksi merupakan motor listrik arus bolak balik (AC) yang paling luas digunakan. Motor ini bekerja berdasarkan induksi medan magnet stator ke statornya, dimana arus rotor motor ini bukan diperoleh dari sumber tertentu, tetapi merupakan arus yang terinduksi sebagai akibat adanya perbedaan relatif antara putaran rotor dengan medan putar (*rotating magnetic field*) yang dihasilkan oleh arus stator.

Motor induksi sangat banyak digunakan di dalam kehidupan sehari-hari baik di industri maupun di rumah tangga. Motor induksi yang umum dipakai adalah motor induksi 3-fase dan motor induksi 1-fase. Motor induksi 3-fase dioperasikan pada sistem tenaga 3-fase dan banyak digunakan di dalam berbagai bidang industri dengan kapasitas yang besar.



Gambar 2.4 Motor induksi 3-fasa



Gambar 2.5 Penerapan motor induksi di dunia industri

Motor induksi 1-fase banyak digunakan terutama untuk peralatan rumah tangga seperti kipas angin, lemari es, pompa air, mesin cuci dan sebagainya karena motor induksi 1-fase mempunyai daya keluaran yang rendah. Bentuk gambaran motor induksi 3-fasa diperlihatkan pada gambar 2.4, dan contoh penerapan motor induksi ini di industri diperlihatkan pada gambar 2.5.

Data-data motor induksi mengenai daya, tegangan dan data lain yang berhubungan dengan kerja motor induksi dibuatkan pada plat nama (*name plate*) motor induksi. Contoh data yang ditampilkan pada plat nama motor induksi ini diperlihatkan pada gambar 2.6.

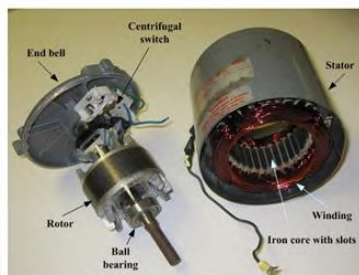
pabrik pembuat	
3~ Motor	Nr.:
Δ 400V	10,7A
5,5kW S1	cos ϕ 0,88
1450 /min	50 Hz
Isol.-Kl.F	IP 55
DIN VDE 0530	EN 60034

Gambar 2.6 Contoh data yang ada di plat nama motor induksi

2.2.1 Konstruksi Motor Induksi

Motor induksi pada dasarnya mempunyai 3 bagian penting yaitu:

1. Stator :
Merupakan bagian yang diam dan mempunyai kumparan yang dapat menginduksikan medan elektromagnetik kepada kumparan rotornya.
2. Celah :
Merupakan celah udara, tempat berpindahnya energi dari stator ke rotor.
3. Rotor :
Merupakan bagian yang bergerak akibat adanya induksi magnet dari kumparan stator yang diinduksikan kepada kumparan rotor.



Gambar 2.7 Bentuk konstruksi dari motor induksi

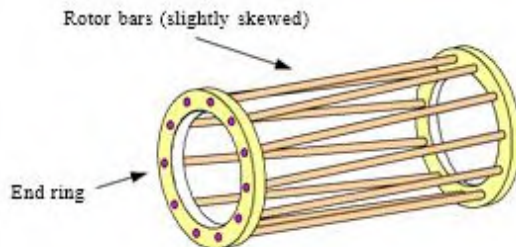


Gambar 2.8 Bentuk konstruksi dari motor induksi (rotor belitan)

Bentuk konstruksi rotor sangkar motor induksi secara lebih rinci diperlihatkan pada gambar 2.7.



Gambar 2.9 Bentuk konstruksi rotor sangkar



Gambar 2.10 Bentuk konstruksi kumparan dari rotor

Konstruksi stator motor induksi pada dasarnya terdiri dari bagian-bagian sebagai berikut:

1. Rumah stator (rangka stator) dari besi tuang.
2. Inti stator dari besi lunak atau baja silikon.
3. Alur, bahannya sama dengan inti, dimana alur ini merupakan tempat meletakkan belitan (kumparan stator).
4. Belitan (kumparan) stator dari tembaga.

Rangka stator motor induksi ini didesain dengan baik dengan empat tujuan yaitu:

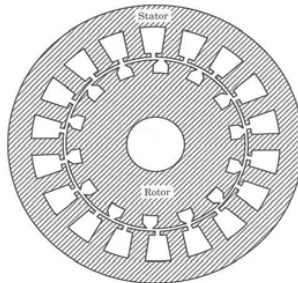
1. Menutupi inti dan kumparannya.
2. Melindungi bagian-bagian mesin yang bergerak dari kontak langsung dengan manusia dan dari goresan yang disebabkan oleh gangguan objek atau gangguan udara terbuka (cuaca luar).
3. Menyalurkan torsi ke bagian peralatan pendukung mesin dan oleh karena itu stator didesain untuk tahan terhadap gaya putar dan guncangan.
4. Berguna sebagai sarana rumah ventilasi udara sehingga pendinginan lebih efektif.

Berdasarkan bentuk konstruksi rotornya, maka motor induksi dapat dibagi menjadi dua jenis seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.9, yaitu:

1. Motor induksi dengan rotor sangkar (*squirrel cage*).
2. Motor induksi dengan rotor belitan (*wound rotor*).

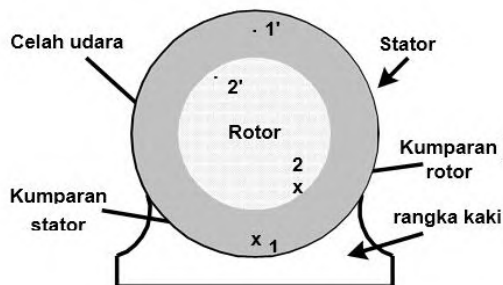
Konstruksi rotor motor induksi terdiri dari bagian-bagian sebagai berikut:

1. Inti rotor, bahannya dari besi lunak atau baja silikon sama dengan inti stator.
2. Alur, bahannya dari besi lunak atau baja silikon sama dengan inti. Alur merupakan tempat meletakkan belitan (kumparan) rotor.
3. Belitan rotor, bahannya dari tembaga.
4. Poros atau as.



Gambar 2.11 Gambaran sederhana bentuk alur / slot pada motor induksi

Diantara stator dan rotor terdapat celah udara yang merupakan ruangan antara stator dan rotor. Pada celah udara ini lewat fluks induksi stator yang memotong kumparan rotor sehingga menyebabkan rotor berputar. Celah udara yang terdapat antara stator dan rotor diatur sedemikian rupa sehingga didapatkan hasil kerja motor yang optimum. Bila celah udara antara stator dan rotor terlalu besar akan mengakibatkan efisiensi motor induksi rendah, sebaliknya bila jarak antara celah terlalu kecil / sempit akan menimbulkan kesukaran mekanis pada mesin. Bentuk gambaran sederhana bentuk alur / slot pada motor induksi diperlihatkan pada gambar 2.7 dan gambaran sederhana penempatan stator dan rotor pada motor induksi diperlihatkan pada gambar 2.8.



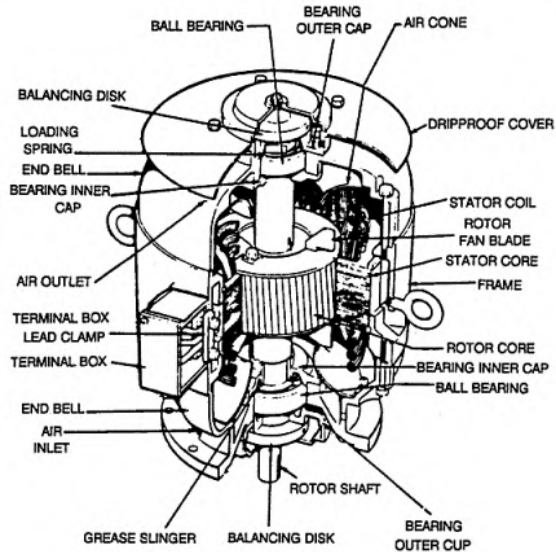
Gambar 2.12 Gambaran sederhana motor induksi dengan satu kumparan stator dan satu kumparan rotor

Tanda silang (x) pada kumparan stator atau rotor pada gambar 2.12 menunjukkan arah arus yang melewati kumparan

masuk ke dalam kertas (tulisan ini) sedangkan tanda titik (.) menunjukkan bahwa arah arus keluar dari kertas.

Motor AC secara induksi terdapat dua jenis yaitu Motor induksi satu fasa dan motor induksi tiga fasa. Berikut ini adalah prinsip kerja dari motor ac 3 fasa:

1. Bila sumber tegangan tiga fasa dipasang pada kumparan stator, maka pada kumparan stator akan timbul medan putar dengan kecepatan, **$n_s = 120f/P$** , n_s = kecepatan sinkron, f = frekuensi sumber, p = jumlah kutup.
2. Medan putar stator akan memotong konduktor yang terdapat pada sisi rotor, akibatnya pada kumparan rotor akan timbul tegangan induksi (ggl) sebesar **$E_2s = 44,4fn\Phi$** . Keterangan : E = tegangan induksi ggl, f = frekuensi, N = banyak lilitan, Q = fluks.
3. Karena kumparan rotor merupakan kumparan rangkaian tertutup, maka tegangan induksi akan menghasilkan arus (I).
4. Adanya arus dalam medan magnet akan menimbulkan gaya (F) pada rotor.
5. Bila torsi awal yang dihasilkan oleh gaya F pada rotor cukup besar untuk memikul torsi beban, maka rotor akan berputar searah dengan arah medan putar stator.
6. Untuk membangkitkan tegangan induksi E_2s agar tetap ada, maka diperlukan adanya perbedaan relatif antara kecepatan medan putar stator (n_s) dengan kecepatan putar rotor (n_r).
7. Perbedaan antara kecepatan n_r dengan n_s disebut dengan slip (S) yang dinyatakan dengan Persamaan $S = n_s - n_r / n_s$ (100%)
8. Jika $n_s = n_r$ tegangan akan terinduksi dan arus tidak mengalir pada rotor, dengan demikian tidak ada torsi yang dapat dihasilkan. Torsi suatu motor akan timbul apabila $n_s > n_r$.
9. Dilihat dari cara kerjanya motor tiga phasa disebut juga dengan motor tak serempak atau asinkron.



Gambar 2.13 Motor Induksi 3 fasa

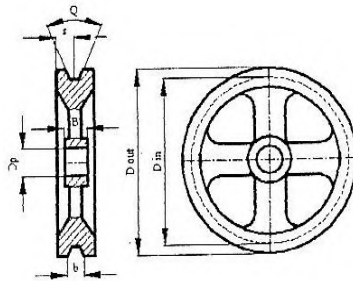
2.3 Perencanaan Pulley dan Belt

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan dengan rantai dan roda gigi. Belt terpasang pada dua buah **pulley** (pule) atau lebih, pule pertama sebagai penggerak sedangkan pule kedua sebagai pule yang digerakkan.



Gambar 2.14 Pulley dan Belt

Untuk menghitung dimensi *pulley* perlu diketahui gambar dan keterangan pulley sebagai berikut:



Gambar 2.15 Dimensi pulley

Keterangan :

S = Jarak antara tepi dan tengah alur pulley (mm)

b = Lebar alur pulley (mm)

Q = Sudut alur pulley ($^{\circ}$)

B = Lebar pulley (mm)

D_{in} = Diameter dalam pulley (mm)

D_{out} = Diameter luar pulley (mm)

Data - data untuk mencari diameter luar dan dalam pulley poros motor dan pulley poros yang digerakkan, didapat dari (lampiran 4) tentang spesifikasi V-Belt Type A.

Diameter luar pulley

$$D_{out} = D_m + 2.c$$

Diameter dalam pulley

$$D_{in} = D_m - 2.e$$

Lebar pulley

$$B = (Z-1) t + 2 . s$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 254)

Keterangan :

D_{out} = Diameter luar pulley (mm)

D_{in} = Diameter dalam pulley (mm)

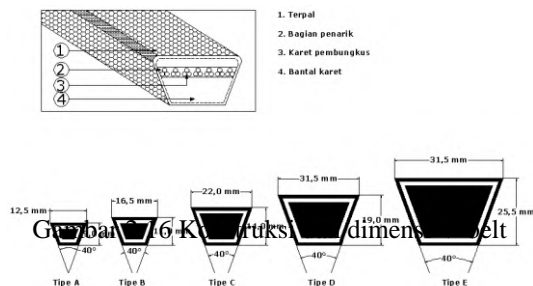
B = Lebar pulley (mm)







- Z = Jumlah belt
 c = Lihat tabel V-belt tipe A
 e = Lihat tabel V-belt tipe A
 s = Lihat tabel V-belt tipe A
 t = Lihat tabel V-belt tipe A

Salah satu contoh bentuk pulley untuk V-belt dapat dilihat pada gambar di bawah ini, ukuran - ukuran seperti : e , c , s , β dan b dapat dilihat pada gambar 2.22. Bagian-bagian yang bersentuhan antara belt dan pulley adalah bagian sisi belt. Bentuk dan jumlah alur berdasarkan ukuran dan jumlah belt. Ukuran "groove"-nya diharapkan menjaga agar belt pada bagian bawahnya tidak saling bersentuhan atau terlalu berjalar keluar.

Belt mempunyai sifat fleksibel sehingga memungkinkan penempatan poros pule penggerak dengan poros pule yang digerakkan dalam beberapa posisi, seperti : *open-belt drive*, *Twist-belt drive*, *Quarter-twist belt drive*, dan juga memungkinkan sekaligus memutar beberapa pule dengan hanya menggunakan satu pule panggerak belt (*belt drive many pules*).

Bila dilihat dari bentuk penampangnya, secara umum belt dibedakan menjadi 2 macam, yaitu : Belt datar atau *Flat belt* dan Belt-V atau V-belt, namun ada juga jenis belt yang berpenampang lingkaran misalnya *starrope* dan *super starrope*, juga ada yang permukaannya bergerigi atau gilir, misalnya *timing belt*.



	STARROPE® & SUPER STARROPE (Polyurethane round rope)
	PRENE V-ROPE & HEXAGONAL-ROPE (Polyurethane rope)
	FLEXSTAR® J (Untuk conveyor)
	FLEXSTAR®
	FLEXSTAR® J (Untuk conveyor)
	Flat Belt (Untuk mesin pengangkutan / lifter)

Gambar 2.17 Starrope, Prene V-rope, Flexstar dan Flat belt

	HEXAGONAL V-Belt
	Orange label Raw Edge COGGED V-Belt (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	SUPER GOLD 1000 Raw Edge COGGED V-Belt (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	Raw Edge MULTI-PLY V-Belt (Penggunaan untuk automotive)
	Raw Edge COGGED V-Belt (Automotive use)

Gambar 2.18 Hexagonal dan Raw Edge

	<u>Raw Edge COGGED VARIABLE SPEED-Belt</u>
	<u>e-POWER[®] Belt</u> Cogged Type)
	<u>RIBSTAR Belt G & RIBSTAR U</u> Rubber & Polyurethane)
	<u>POLYMAX Belt</u> Wide-angle polyurethane V-belt)
	<u>MB Belt</u> (Untuk mesin jahit)

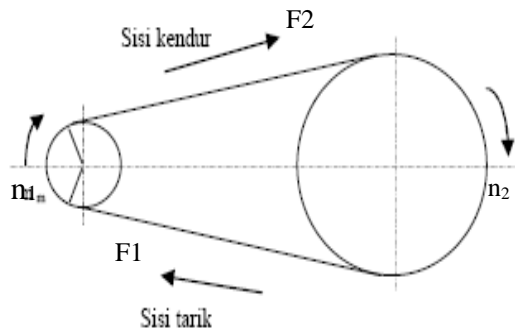
Gambar 2.19 Raw Edge, Ribstar, Polymer dan MB belt

Sebagian besar belt yang digunakan adalah V-belt karena mudah penanganannya dan harganya murah. Kecepatan belt dapat direncanakan 10 s/d 20 m/s (pada umumnya) , dan maksimum bisa 25 m/s. Daya maksimum yang dapat ditransmisikan bisa mencapai 500 kW atau 670 HP.

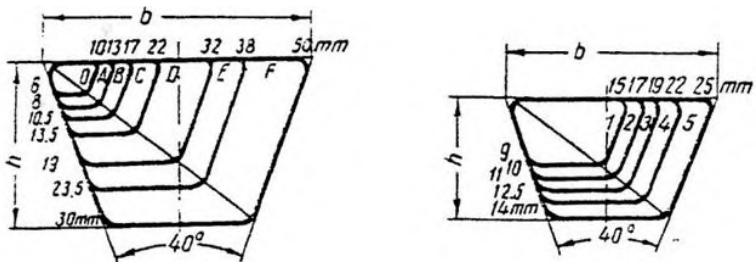
	<u>SUPER TORQUE Timing Belt</u> (Penggunaan umum)
	<u>MEGA TORWUE G & U</u> (Penggunaan untuk Heavy Duty)
	<u>TIMING BELT G</u> (Penggunaan untuk umum)
	<u>TIMING BELT U</u> (Penggunaan umum : terbuat dari polyurethane)
	<u>GREEN ECO[®]</u>

Gambar 2.20 Timing belt

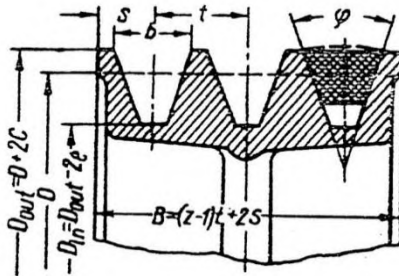
Adapun perencanaan transmisi daya yang digunakan pada mesin hammer mill adalah belt yang terpasang pada dua buah pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jenis V-Belt dengan penampang melintang bentuk trapesium karena transmisi ini tergolong sederhana serta lebih murah dibandingkan dengan penggunaan transmisi yang lain :



Gambar 2.21 Transmisi belt dan pulley



Gambar 2.22 Dimensi beberapa tipe dari V-belt (a) Jenis Belt : O,A,B,C,D,E dan F (b) Jenis Belt : 1,2,3,4, dan 5
(Sumber : Dobrovolsky, 1985:217)



Gambar 2.23 Bentuk pulley untuk V-belt (sudut Groove ϕ atau β)

2.3.1 Diameter Pulley yang digerakkan

Pulley untuk belt mempunyai beberapa bagian, yaitu : "rim" roda tempat belt, "spokes" ruji – ruji atau bentuk lempengan, "hub" atau naaf. Pule dibedakan atas bentuknya dan permukaan rim-nya. Bentuk rim disesuaikan dengan tipe belt dan kondisi operasinya. Diameter pulley yang terlalu kecil akan memperpendek umur sabuk. Dalam *tabel 2.1* telah diberikan diameter pulley minimum yang diizinkan dan dianjurkan menurut sabuk yang bersangkutan.

Tabel 2.1 Diameter pulley yang diizinkan dan dianjurkan (mm)

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diizinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

Untuk menurunkan putaran maka dipakai rumus perbandingan reduksi i ($i > 1$).

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{d_2}{d_1} \dots\dots\dots (2.3)$$

Maka dapat dihitung diameter pulley yang digerakkan :

$$d_2 = i \cdot d_1$$

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: *Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin*, Hal 166)

Keterangan :

- I = Perbandingan reduksi
- n_1 = Putaran pulley penggerak (*rpm*)
- n_2 = Putaran pulley yang digerakkan (*rpm*)
- d_1 = Diameter pulley penggerak (*mm*)
- d_2 = Diameter pulley yang digerakkan (*mm*)

2.3.2 Kecepatan Keliling Pulley

Dalam hal ini kecepatan keliling (v) juga dapat dihitung menggunakan diameter maupun radius keliling belt, dengan putaran belt (dalam rpm), secara matematis sebagai berikut:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (2.4)$$

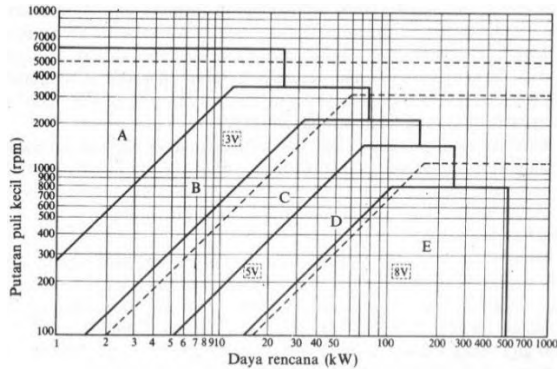
(Sularso, Kiyokatsu, 1978: *Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin*, Hal 166)

Keterangan :

- v = Kecepatan (*m/s*)
- d_1 = Diameter pulley penggerak (*mm*)
- n_1 = Putaran per menit (*rpm*)

2.3.3 Pemilihan Belt

Setelah diperoleh daya design P_d dan putaran pulley yang kecil (n), maka jenis belt yang sesuai untuk rancangan mesin yang akan dibuat dapat dicari dengan menggunakan diagram pemilihan sabuk V berikut ini.



Gambar 2.24 Pemilihan V-Belt

2.3.4 Panjang Belt

Bila diameter pulley D1 dan D2, sedangkan jarak antar poros pulley adalah C, seperti ditunjukkan oleh gambar dibawah ini, maka secara matematis panjangnya belt dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot C} \dots\dots\dots(2.5)$$

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

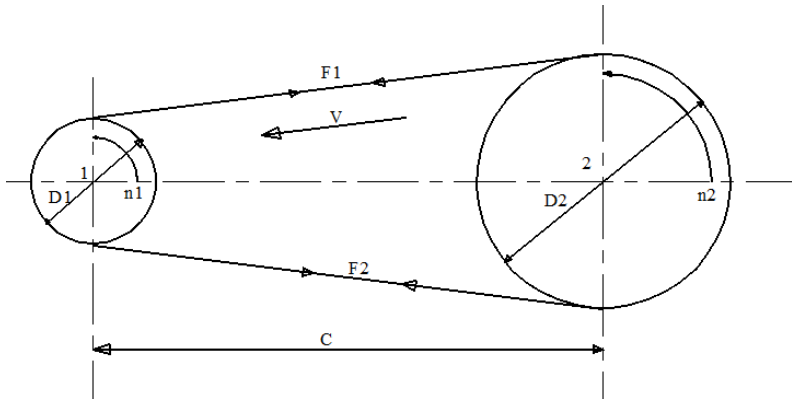
Keterangan :

- L = Panjang belt (mm)
 - C = Jarak antar poros (mm)
 - d_2 = Diameter pulley yang digerakan (mm)
 - d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
 - $C = 1,5$ sampai 2 kali pulley besar.
- (Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.34)

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran belt, namun untuk mendapatkan ukuran belt yang panjangnya sama persis dengan hasil perhitungan umumnya sulit. Bila panjang belt sudah diketahui, maka jarak kedua sumbu poros dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini.

$$b = 2L - \pi(d_2 - d_1) \dots \dots \dots (2.6)$$

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \dots \dots \dots (2.7)$$



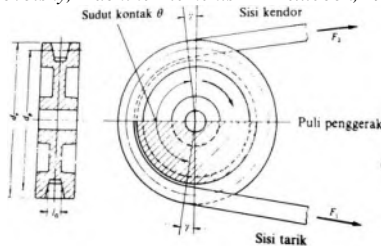
Gambar 2.25 Panjang Belt, jarak antar sumbu dan sudut kontak

2.3.5 Sudut Kontak (α)

Untuk mengetahui jumlah berapa derajat sudut kontak, dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} \times 60^\circ \dots \dots \dots (2.8)$$

(V, Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1907 : 253)



Gambar 2.26 Sudut kontak

Keterangan :

a = Sudut kontak (°)

d = Diameter pulley yang digerakan (mm)

d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)

C = Jarak antar poros (mm)

2.3.6 Daya dan Momen Perencanaan

Daya rencana dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan faktor koreksi (*lampiran 13*).

$$P_d = P \cdot f_c \dots\dots\dots(2.9)$$

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: *Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin*, Hal 166)

Keterangan :

P_d = Daya rencana (kW)

P = Daya (kW)

f_c = faktor koreksi

Hubungan antara daya dan torsi dapat dilihat melalui rumus rumus di bawah ini:

- a) Torsi mempunyai satuan lbf.in dan Daya satuannya HP

$$T = 63.025 \frac{P}{n}$$

(Collins Jack A, 2003 : 180)

Keterangan:

T = Torsi (lbf.in)

P = daya (HP)

n = putaran poros (rpm)

- b) Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP

$$T = 71.620 \frac{P}{n}$$

(dobrovolsky, 1985 : 401)

Keterangan:

T = Torsi (kg.cm)

P = daya (HP)

n = putaran poros(rpm)

- c) Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{P}{n} \dots \dots \dots (2.10)$$

(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1997 : 7)

Keterangan:

T = Torsi (kgf.mm)

P = daya (kW)

n = putaran poros (rpm)

- d) Torsi satuannya N.m dan Daya satuannya HP

$$T = 9549 \frac{P}{n}$$

(deutschman, 1983:334)

Keterangan:

T = Torsi (N.m)

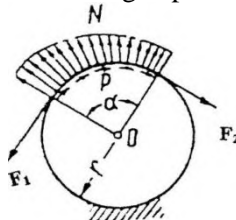
P = daya (HP)

n = putaran poros (rpm)

Persamaan diatas menyatakan hubungan antara torsi dan daya dengan berbagai macam satuan, bila yang diinginkan torsi perencanaan T_d , maka daya yang di pakai adalah daya perencanaan (P_d).

2.3.7 Gaya Tarik Pada Sisi Kendor dan Kencang

Perencanaan belt didasarkan atas hubungan secara analitis antara fleksibilitas belt terhadap tarikan pada belt yang melingkar pada pully, yang dinyatakan dengan persamaan:



Gambar 2.27 Distribusi tarikan atau gaya pada belt

Keterangan Gambar:

α = sudut kontak antara belt dengan pule

- F_1 = gaya tarik pada bagian yang kencang
 F_2 = gaya tarik pada bagian yang kendur
 P = distribusi tarikan / gaya
 N = gaya normal
 r = jari-jari pulley

Hubungan antara F_1 , F_2 , koefisien gesek (f) dan sudut-kontak (α) secara analitis fleksibilitas belt yang melingkar pada pulley, dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini:

$$F_e = F_1 - F_2$$

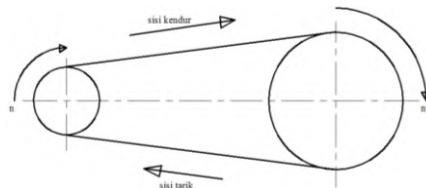
$$F_e = \frac{T_1}{r} \dots\dots\dots (2.11)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} = m \dots\dots\dots (2.12)$$

(Dobrovolsky, 1985:214)

Keterangan :

- F_e = Gaya efektif, selisih antara F_1 dan F_2
 f = koefisien gesek, nilainya dipengaruhi oleh temperatur kerja dan creep, diasumsikan konstan 0,3.
 e = bilangan natural (2,7)
 m = hanya sebagai lambang saja untuk menyingkat.
 F_1 = gaya tarik belt pada bagian yang kencang (besar)
 F_2 = gaya tarik belt pada bagian yang kendur (kecil)



Gambar 2.28 Gaya Tarik pada Belt

2.3.8 Tegangan Belt

Penampang belt dapat dipilih dengan dasar tegangan yang diambil dan tegangan bending yang bekerja pada belt persatuan luas serta faktor kecepatan dan sudut kontak. Apabila seluruh beban bekerja pada belt maka tegangan yang timbul akibat beban dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o \dots\dots\dots (2.13)$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 245)

Keterangan :

φ_o = Faktor tarikan (0,7 – 0,9)

σ_o = Tegangan awal untuk belt datar 18 kg/cm²
sedangkan untuk V belt 12 kg/cm²

2.3.9Jumlah Belt yang Dibutuhkan (z)

Dalam perencanaan belt, secara praktis biasanya terlebih dahulu ditentukan dulu tipe dari belt, sehingga didapatkan harga a dan w dari tabel, kemudian menghitung harga σ_{do} dan σ_d , sehingga dapat dicari jumlah belt (Z).

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d \cdot A} \dots\dots\dots (2.14)$$

(V, Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1907 : 253)

Keterangan:

A = Luas penampang

Fe = Gaya efektif

2.3.10 Tegangan maksimal yang ditimbulkan (σ_{max})

Tegangan maksimum yang terjadi ketika belt bekerja terdiri dari tegangan awal, tegangan untuk mentransmisikan daya tegangan bending dan tegangan karena gaya sentrifugal. Maka tegangan maksimum dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \frac{F_e}{2 \cdot z \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}} \dots (2.15)$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 :253)

Keterangan :

σ_o = Gaya awal, besarnya ≤ 12 (kg/cm²)

F_e = Gaya efektif (kgf)

Z = Jumlah belt

A = Luas penampang belt (cm²)

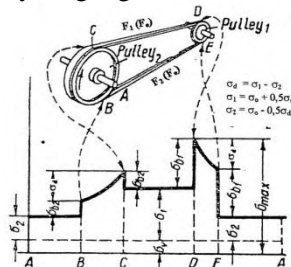
E_b = Modulus Elastisitas belt (kg/cm²)

D_{\min} = Diameter minimum pulley (mm)

γ = Berat jenis belt (kg/dm³)

g = Gravitasi (m/s²)

Tegangan maksimum terjadi pada bagian yang tegang yaitu pada titik D, yaitu titik awal belt memasuki pulley penggerak. Besarnya tegangan maksimum yang terjadi adalah:



Gambar 2.29 Diagram tegangan pada belt yang terjadi di berbagai tempat

2.3.11 Jumlah Putaran Belt per Detik (U)

$$U = \frac{v}{L} \dots (2.16)$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 :253)

Keterangan :

v = kecepatan (m/s)

L = panjang belt (m)

2.3.12 Umur Belt (H)

Ada banyak faktor yang dapat mempengaruhi umur belt, tetapi yang terpenting adalah tegangan yang berulang (cycles stress). Perubahan tegangan yang paling besar terjadi pada saat belt mulai memasuki pulley penggerak.

Secara umum persamaan untuk umur belt adalah:

$$\sigma_{\max}^m \cdot 3600 \cdot u \cdot X \cdot H = \sigma_{\text{fat}}^m \cdot N_{\text{base}}$$

Sehingga umur belt dinyatakan dengan:

$$H = \frac{N_{\text{base}}}{3600 \cdot u \cdot X} \left(\frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\max}} \right)^m \dots\dots\dots (2.17)$$

(v.Dobrovolsky, 1970 hal:248)

Keterangan :

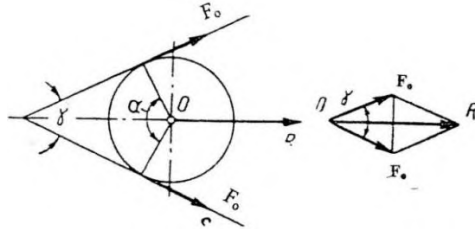
- H = umur belt (jam)
- N_{base} = basis dari fatigue test, yaitu 10⁷ cycle
- σ_{fat} = fatigue limit atau endurance limit yang berhubungan dengan N_{base} dapat dicari dari "fatigue curve" (untuk v-belt = 90 kg/cm²)
- σ_{max} = tegangan maksimum yang timbul, lihat persamaan.
- u = jumlah putaran per detik, atau sama dengan v/L
(v = kecepatan, m/s dan L = panjang belt, m)
- X = jumlah pulley yang berputar

Nilai σ_{fat} dan m ditentukan berdasarkan bahan dan tipe belt :

1. Untuk belt datar m = 5 dan untuk V-belt m = 8
(bahan terbuat dari karet dan cotton)
2. N_{base} = 10⁷ cycle, maka harga σ_{fat} adalah :
 - Untuk belt datar : σ_{fat} = 60 kg/cm² (bahan karet)
 - Untuk belt datar : σ_{fat} = 30 kg/cm² (bahan cotton)
 - Untuk V-belt : σ_{fat} = 90 kg/cm²

2.3.13 Perhitungan Beban Pada Poros Pulley

Gaya yang diterima oleh poros dari pulley, sesuai dengan besarnya tarikan dan arahnya berimpit dengan belt pada kedua sisi pulley seperti terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.30 Diagram uraian gaya pada poros pulley

Besarnya gaya resultan **R** atau **F_R** yang bekerja pada poros dapat diselesaikan dengan teori "parallelogram" tetapi secara pendekatan dengan percobaan dapat dipakai persamaan (2.19) dengan faktor kesalahan 5 s/d 7 %, untuk belt datar dengan pengatur tarikan : $\varphi = \varphi_o \approx 0,5$ sehingga :

$$F_R = 2.F_e . \sin \frac{\alpha}{2}$$

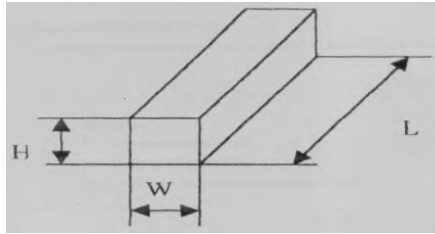
Untuk V-belt $\varphi = \varphi_o \approx 0,7$ sehingga :

$$F_R = 1,5.F_e . \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots (2.18)$$

(Dobrovolsky, 1985: 240)

2.4 Perencanaan Pasak

Pasak adalah bagian elemen mesin yang berfungsi untuk menyambung dan juga untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan peralatan mesin yang lain.

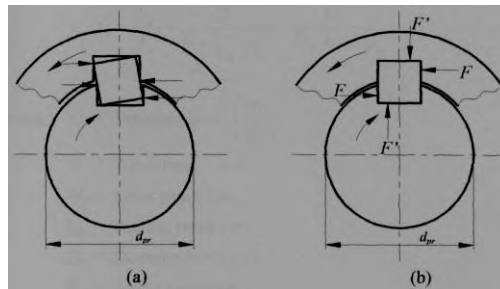


Gambar 2.31 Dimensi pasak

(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin)

Distribusi tegangannya dapat diketahui sehingga dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

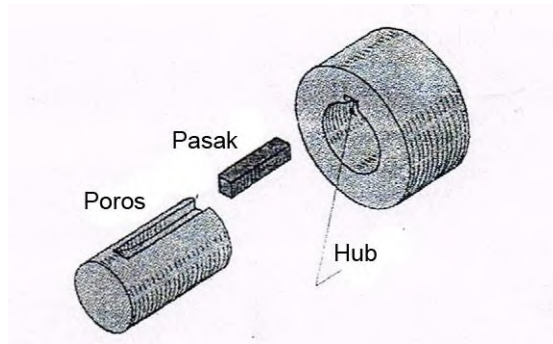
- a. $sf = 1$ untuk torsi yang tetap atau konstan
- b. $sf = 2,5$ untuk beban kejut kecil atau rendah
- c. $sf = 4,5$ untuk beban kejut yang besar terutama dengan bolak balik.



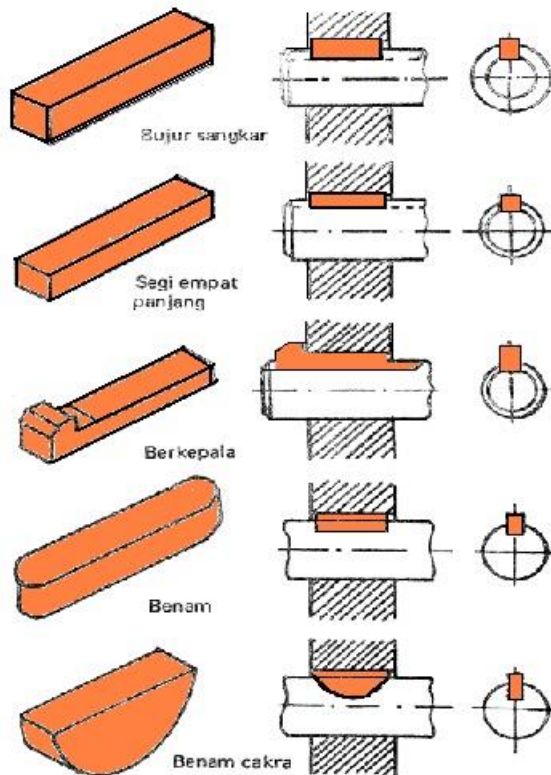
Gambar 2.32 Kedudukan pasak terhadap poros

(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin)

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25% s/d 30 % dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros, yaitu antara 0,75 s/d 1,5 kali diameternya. Pasak mempunyai standardisasi yang sesuai dengan desain yang dibutuhkan.



Gambar 2.33 Poros, Pasak dan Hub

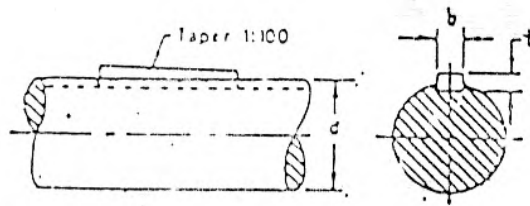


Gambar 2.34 Jenis pasak dan pemasangannya pada poros

Pada umumnya ada tiga jenis pasak yang sering digunakan dalam mesin industri, yaitu:

1. Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)

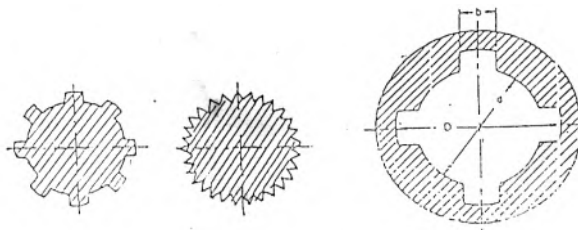
Pasak datar segi empat biasanya digunakan untuk daya yang relatif lebih kecil dibandingkan menggunakan pasak yang lain. Oleh karena itu dimensi yang digunakan pun sederhana dengan lebar (W), dan tinggi (H) yang besarnya sama, kurang lebih seperempat dari diameter poros.



Gambar 2.35 Pasak Datar Segi Empat

2. Pasak Bintang Lurus (Splines Key)

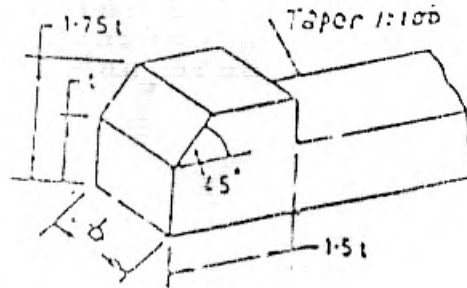
Pada pasak bintang lurus seringkali digunakan karena pasak ini banyak pemakaiannya dan bentuknya relatif sederhana, sehingga perhitungannya menjadi lebih mudah. Berdasarkan diameter luar poros (D) atau diameter dalam poros (d) maka dimensi pasak bintang lurus dapat dicari, sedangkan jumlah bintangnya bisa dipilih kemudian yang akan dihitung adalah panjang (L) dan bahan.



Gambar 2.36 Pasak Bintang Lurus

3. Pasak Berkepala (Gib Head Key)

Pasak ini digunakan biasanya untuk poros berputar bolak-balik sehingga tegangan yang dihasilkan menjadi cukup besar.

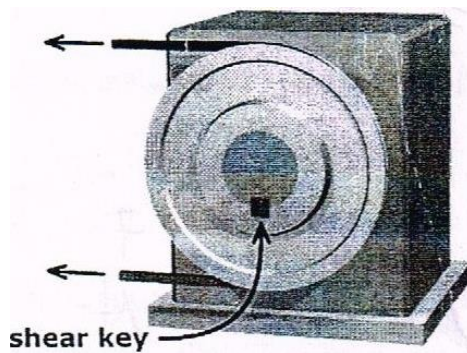


Gambar 2.37 Pasak Berkepala

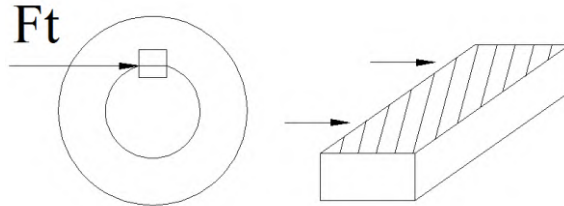
Pada perencanaan dan perhitungan kali ini digunakan pasak datar segi empat

2.4.1 Perhitungan berdasarkan Tegangan Geser

Pada perencanaan alat ini, pasak yang digunakan adalah pasak datar segi empat. Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi lebar (W) dan tinggi (H) yang besarnya sama dan kira-kira sama dengan $0,25$ diameter poros. Dari tinggi sebesar H tersebut setengahnya masuk kedalam *hub*. Gaya tangensial (F) yang bekerja pada pasak, menyebabkan tegangan geser.



Gambar 2.38 Pasak yang mendapat Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi



Gambar 2.39 Gaya tangensial pada pasak yang terkena tegangan geser

$$\tau_s = \frac{F}{A} \text{ dimana: } F = \frac{T}{D/2} lb$$

Keterangan :

τ_s = Tegangan geser (Pa)

F = Gaya pada pasak (N)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D = Diameter poros (mm)

A = Luas bidang geser pada pasak = $W \times L$ = Lebar pasak (W) x panjang (L)

K_s = Koefisien tegangan geser (0,6)

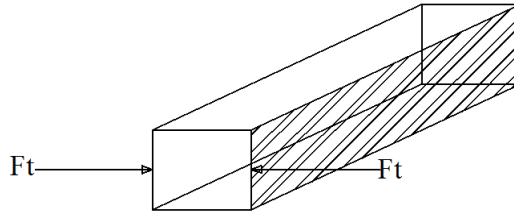
K_c = Koefisien tegangan kompresi (1,2)

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{K_s.syp}{sf} \dots\dots\dots (2.23)$$

2.4.2 Perhitungan berdasarkan Tegangan Kompresi

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat (square) yaitu setengah dari tinggi pasak masuk ke dalam poros dan setengahnya lagi masuk pada “hub” dan juga tinggi pasak (H) sama dengan lebarnya (W) atau ($H = W$), maka tegangan kompresi yang timbul akibat gaya F adalah:



Gambar 2.40 Gaya kompresi pada pasak

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \text{ dimana: } F = \frac{T}{0,5 \cdot D}$$

σ_c = Tegangan kompresi
 A = Luas bidang geser pada pasak
 $= 0,5 H \times L$

$$\sigma_c = \frac{2T}{0,5H \cdot L \cdot D} = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D}$$

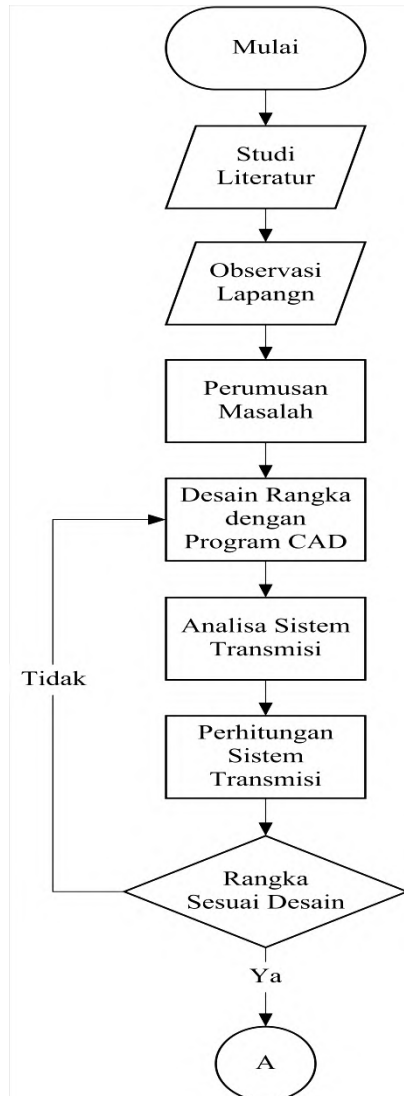
Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah:

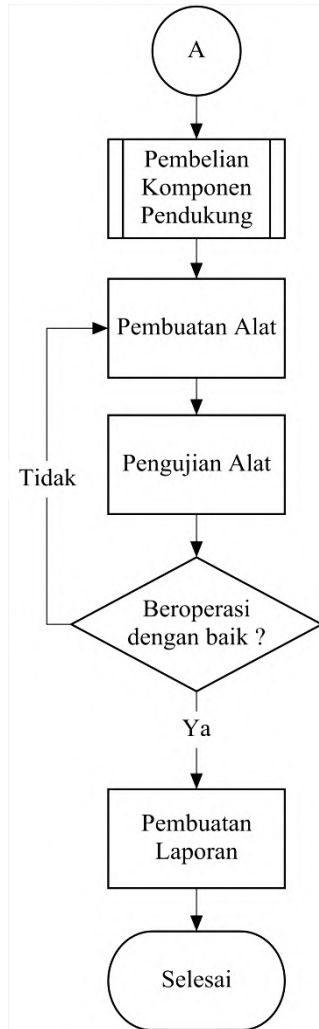
$$\sigma_c = \frac{4 \cdot T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{K_c \cdot S_{yp}}{sf} \dots\dots\dots(2.24)$$

BAB III

METODOLOGI

3.1. Diagram Alir Tugas Akhir





Gambar 3.1 Diagram Alir

Metode yang digunakan dalam suatu analisa atau studi harus terstruktur dengan baik sehingga dapat dengan mudah menerangkan atau menjelaskan penelitian yang dilakukan. Oleh karena itu dalam tugas akhir ini digunakan metode simulasi yang dapat diuraikan seperti diagram alir di atas.

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

1. Studi literatur

Pada studi literatur meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai perencanaan mesin penghancur ini yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku, publikasi-publikasi ilmiah, dan survei mengenai komponen-komponen di pasaran.

2. Observasi Lapangan

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

3. Perumusan Masalah

Pada perumusan masalah meliputi perancangan bagaimana mendesain rangka mesin hammer mill yang dapat menghancurkan udang yang akan di olah, serta mempunyai struktur yang mampu menahan beban pada saat produksi sehingga didapat rangka yang aman.

4. Desain Rangka

Pada proses ini, meliputi proses mendesain dengan program bantu CAD. Dengan fasilitas ini diharapkan bentuk desain semirip mungkin dengan bentuk yang diinginkan.

5. Perencanaan dan perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan

memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan dirancang ini adalah mesin hammer mill untuk menghancurkan udang rebon.

6. Pembuatan Alat

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat. Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

7. Uji peralatan

Setelah alat selesai dibuat lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian nanti akan dicatat dan dibandingkan waktu yang diperlukan dalam satu kali proses penghancuran, sehingga dapat diketahui bahwa perhitungan mesin hammer mill sudah sesuai dengan perencanaan.

8. Pembuatan laporan

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin penghancur udang rebon, yaitu dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

9. Selesai

3.2 Diagram Alir Penelitian untuk Perencanaan Torsi dan Daya Motor Pada Mesin Hammer Mill

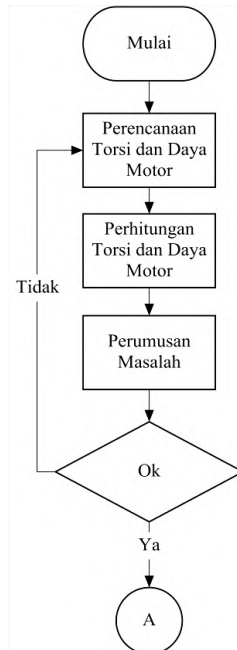
1. Perencanaan Torsi dan Daya Motor

Perencanaan torsi dan daya motor adalah untuk menentukan besarnya daya yang dibutuhkan untuk melakukan penghancuran sesuai dengan gaya yang direncanakan.

2. Perhitungan Torsi dan Daya Motor

Pada bagian ini akan dilakukan perhitungan untuk mengetahui torsi dan daya motor yang direncanakan mampu menjalankan mesin dengan baik atau tidak. Karena dalam sebuah motor AC pasti mempunyai efisiensi yang berkisaran antara 85 – 95 %.

3. Selesai



Gambar 3.2 Diagram Alir Perencanaan Torsi dan Daya Motor

3.3 Diagram Alir Penelitian untuk Perencanaan Belt dan Pulley Pada Mesin Hammer Mill

1. Perencanaan Belt dan Pulley

Pada diagram alir dibawah di atas akan dilakukan perencanaan belt dan pulley penggerak dan yang digerakkan agar sesuai dengan gaya pembentukan, daya dan torsi motor ac yang didapatkan dari perhitungan sebelumnya.

2. Perhitungan Belt dan Pulley

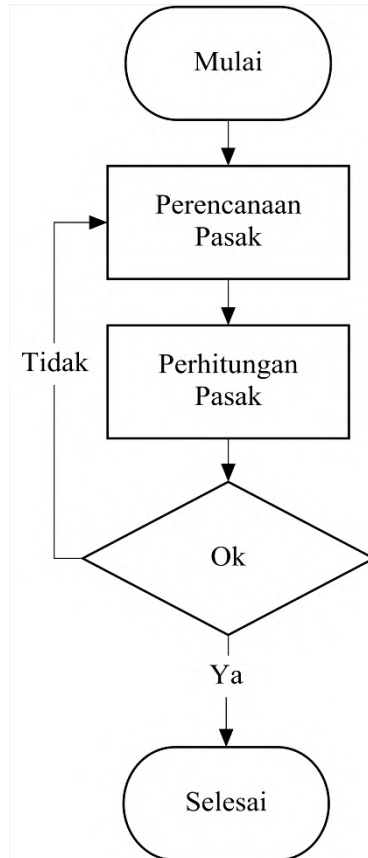
Setelah perencanaan belt dan pulley maka akan dilakukan perhitungan untuk mengetahui dimensi yang sesuai dengan desain yang sudah ada, selain itu di pasaran banyak belt dan pulley yang tidak sesuai dengan perencanaanya, maka kita harus menghitungnya agar dimensi belt dan pulley sesuai dengan dimensi di pasaran. Sehingga dapat disimpulkan belt dan pulley yang ada sudah sesuai dengan perencanaan atau belum.

3. Selesai



Gambar 3.3 Diagram Alir Perencanaan Belt dan Pulley

3.4 Diagram Alir Penelitian untuk Perencanaan Pasak



Gambar 3.4 Diagram Alir Perencanaan Pasak

1. Perencanaan Pasak

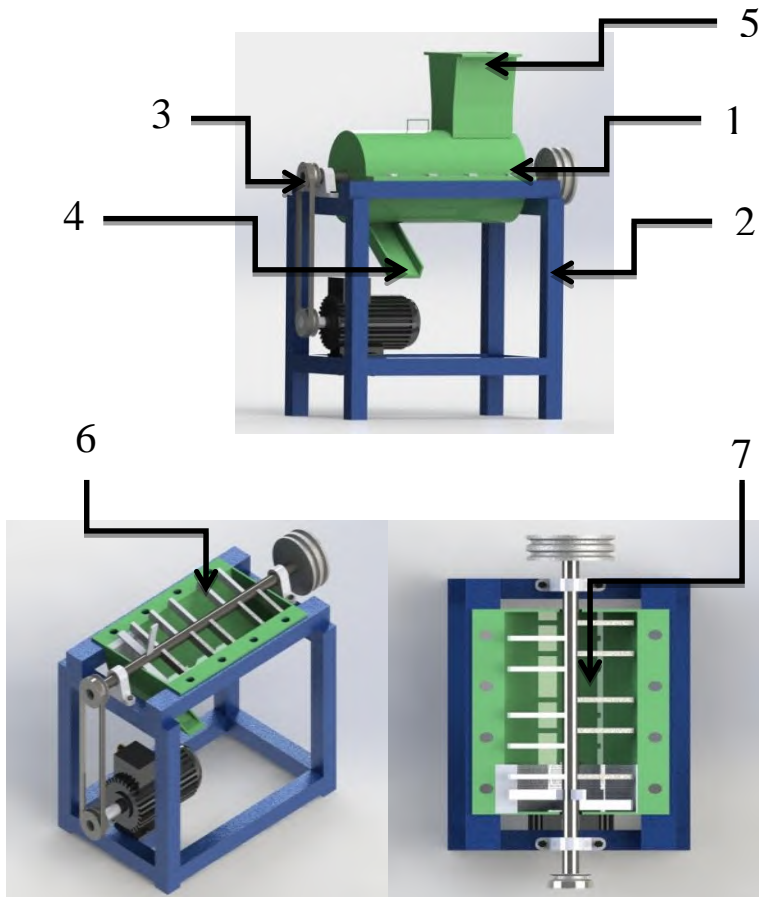
Pasak adalah bagian elemen mesin yang berfungsi untuk menyambung dan juga untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan peralatan mesin yang lain, maka agar aman dan kuat perlu adanya perencanaan pasak dalam membuat mesin hammer mill ini.

2. Perhitungan Pasak

Dalam perhitungan pasak ini akan kita ketahui bahwa pasak yang sudah direncanakan sudah sesuai atau belum dengan kebutuhan gaya yang diakibatkan oleh putaran poros dari mesin hammer mill ini.

3. Selesai

3.5 Prosedur Penghancuran Menggunakan Mesin Hammer Mill



Gambar 3.5 Sket Mesin

Keterangan:

1. Body
2. Kerangka
3. Saluran Keluar
4. Belt dan Pulley
5. (Hooper) Saluran Masuk
6. Hammer (Penghancur)
7. Penyaring

Setelah mesin hammer mill selesai dirancang bangun, maka dilakukan proses penghancuran dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Pada saat motor penggerak utama (dinamo motor) dihidupkan, pulley pada motor penggerak utama berputar mentransmisikan putaran ke pulley pada mesin hammer mill melalui sabuk (v-belt).
2. Pulley pada mesin hammer mill kemudian memutar poros mesin yang memiliki 10 hammer
3. Udang rebon yang telah dijemur kemudian dimasukan melalui hooper kemudian hammer bekerja menghancurkan udang rebon yang telah dimasukkan
4. Udang rebon yang telah halus akan tersaring oleh plat penyaring yang berlubang dengan ukuran diameter tiap-tiap lubang 1 mm.
5. Udang rebon yang sudah berukuran 1 mm atau lebih kecil akan melewati alat penyaring dan keluar melalui saluran keluar. Dan jika ada yang belum berukuran 1 mm akan terus terpotong hingga berukuran 1 mm atau lebih kecil.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

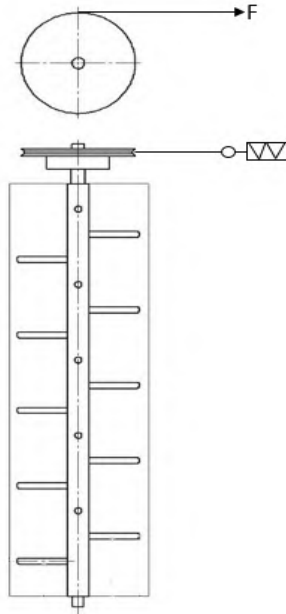
BAB IV

PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan membahas tentang perencanaan dan perhitungan mesin hammer mill, yaitu menghitung transmisi yang nantinya dibutuhkan oleh mesin agar berjalan dan berfungsi seperti yang diharapkan, antara lain menghitung torsi dan daya motor AC sehingga sistem transmisi pada mesin hammer mill dapat dihitung, berbekal perencanaan dan perhitungan elemen mesin sehingga mesin hammer mill dapat beroperasi dengan baik.

4.1 Perhitungan Torsi Motor

Untuk menghitung sistem transmisi pada mesin hammer mill maka perlu menghitung Torsi Motor AC yang akan digunakan.



Gambar 4.1 Percobaan Menggunakan Neraca Pegas

Besarnya gaya untuk menghancurkan udang rebon ini, dapat dicari secara langsung dengan percobaan pada mesin.

Untuk mengetahui gaya penghancuran udang rebon, dilakukan percobaan pada poros yang ada untuk memperoleh gaya, yang akan diilustrasikan pada gambar diatas.

Tabel 4.1. Data pengujian gaya atau beban pada udang rebon.

No.	Percobaan	Gaya (kgf)
1	I	0,305 kgf
2	II	0,330 kgf
3	III	0,345 kgf
4	IV	0,345 kgf
5	V	0,330 kgf
	Rata-rata	0,331 kgf

Hasil dari pengujian massa pada udang rebon diatas, dapat diketahui gaya atau beban sebesar 0,331 kgf. Setelah massa atau beban diketahui sebesar 0,331 kgf, maka besarnya gaya dalam satuan Newton adalah 3,246 N.

Pada mesin jari-jari *hammer mill* sebesar 0,05719 m,,maka dapat di peroleh :

$$\begin{aligned}
 T &= F. r \dots\dots\dots (2.1) \\
 &= 3,246 \text{ N} . 0,05719 \text{ m} \\
 &= 0,186 \text{ N.m} \\
 &= 1,643 \text{ lbf.in}
 \end{aligned}$$

4.2 Motor Listrik

Dari perhitungan didapatkan daya motor AC sebesar 0,040 Hp. Dalam aplikasinya, besarnya daya motor AC yang beredar dipasaran dibuat 1 HP. Jadi Daya mesin penghancur udang rebon ini dapat dipakai dengan daya motor 1 HP.

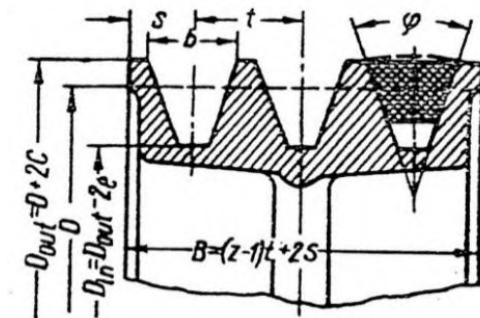
Kemudian didapatkan data motor AC sebagai berikut (lampiran 7) :

- Daya motor listrik (P) = 1 HP = 0,75 kW
- Putaran motor listrik (n_1) = 945 rpm

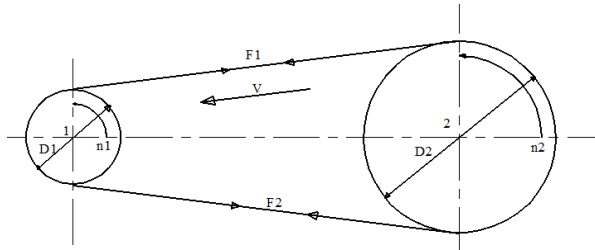
4.3 Perencanaan Pulley dan Belt

4.3.1 Diameter Pulley yang Digerakkan

Untuk menentukan diameter pulley penggerak dapat dilihat pada tabel 2.1. Berdasarkan tabel tersebut diperoleh d_1 adalah 65 mm, kemudian dapat dihitung pulley yang digerakkan sebagai berikut:



Gambar 4.2 Bentuk pulley untuk V-belt (sudut Groove ϕ atau β)



Gambar 4.3 Diameter pulley penggerak dan yang digerakkan

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \dots\dots\dots(2.2)$$

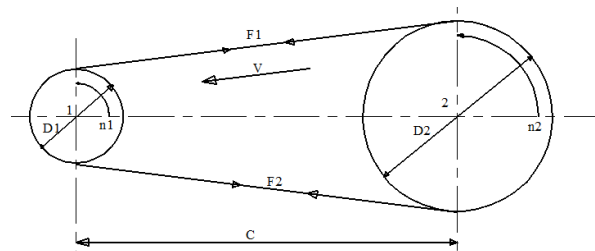
$$d_2 = \frac{d_1 \times n_1}{n_2}$$

$$= \frac{65 \text{ mm} \times 945 \text{ rpm}}{945 \text{ rpm}}$$

$$= 65 \text{ mm}$$

4.3.2 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling pulley penggerak dapat dihitung dari persamaan sebagai berikut:



Gambar 4.4 Gaya – gaya yang terjadi pada belt

Keterangan:

- d_1 = diameter pulley penggerak 65 mm
- n_1 = putaran pulley penggerak 945 rpm diketahui dari daya motor listrik yang sebenarnya.

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000} \dots\dots\dots(2.3) \\
 &= \frac{3,14 \times 65 \times 945}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{192874,5}{60000} \\
 &= 3,22 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas, maka kecepatan linier pulley driver dapat dikatakan aman, karena nilai v tidak lebih dari 30 m/s.

Setelah n_2 diketahui, maka kecepatan keliling pada pulley penggerak dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

Keterangan :

d_2 = diameter pulley yang digerakkan 65 mm

n_{poros} = 945 rpm

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi \times d_2 \times n_2}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{3,14 \times 65 \times 945}{60 \times 1000} \\
 &= 3,22 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas, maka kecepatan linier pulley yang digerakkan dapat dikatakan aman, karena nilai v tidak lebih dari 30 m/s.

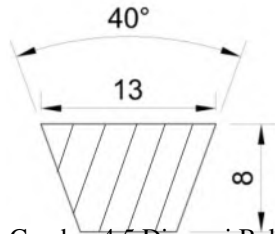
Maka kecepatan pulley penggerak dan pulley yang digerakkan sama yaitu $v = 3,22 \text{ m/s}$.

4.3.3 Pemilihan Belt

Jenis Belt yang digunakan yaitu V-belt karena gaya gesekan pada sabuk V-belt sangat besar sehingga dapat menghasilkan daya yang besar pada tegangan yang relative

rendah, selain itu perawatannya mudah dan harganya murah. Dari diagram pemilihan V-belt dan koreksinya didapatkan jenis V belt tipe A, sehingga dapat kita ketahui pada (lampiran 11) ukuran V belt tipe A sebagai berikut:

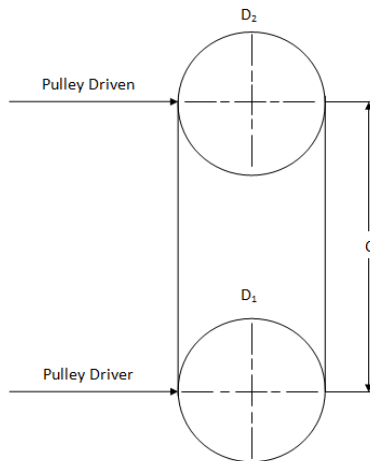
Lebar (b)	= 8 mm
Tebal (h)	= 13 mm
Luasan penampang (A)	= 0,81 cm ²



Gambar 4.5 Dimensi Belt

4.3.4 Panjang Belt

Sebelum menghitung panjang belt seharusnya menentukan jarak kedua sumbu poros pulley, $C = 478$ mm



Gambar 4.6 Posisi Belt

Sehingga panjang belt dapat dihitung sebagai berikut:

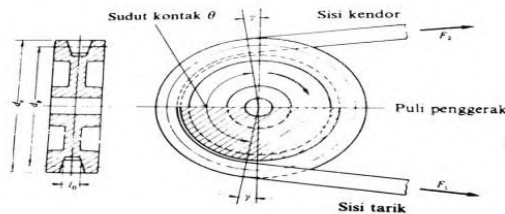
$$\begin{aligned}
L &= 2C + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{1}{4C}(d_2 - d_1)^2 \dots\dots\dots(2.4) \\
&= 2(478) + \frac{3,14}{2}(65 + 65) + \frac{1}{4,478}(65 - 65)^2 \\
&= 956 + 204,1 + 0 \\
&= 1160,1 \text{ mm}
\end{aligned}$$

Maka sesuai dengan lampiran 1 panjang belt yang dipilih adalah 1168 mm.

4.3.5 Sudut Kontak (α)

Untuk mengetahui jumlah berapa derajat sudut kontak, dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\alpha_0 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} 60^\circ \dots\dots\dots(2.7)$$



Gambar 4.7 Sudut Kontak

Maka sudut kontak dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\alpha_0 &= 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} 60^\circ \\
&= 180^\circ - \frac{65 - 65}{478} 60^\circ \\
&= 180^\circ - 0^\circ \\
&= 180^\circ
\end{aligned}$$

$$\frac{180^\circ}{180} \times \pi = 3,14 \text{ rad}$$

4.3.6 Daya dan Momen Perencanaan

Untuk dapat mengetahui daya perencanaan atau daya desain Pd dapat dinyatakan sebagai berikut.

Dari tabel lampiran 13 dipilih $F_c = 1,0$ karena variasi beban kecil kurang dari 7,5 Kw dan jumlah jam kerja per hari 3-5 jam.

- Daya perencanaan (Pd)

$$\begin{aligned} Pd &= F_c \cdot P \dots\dots\dots(2.8) \\ &= 1,0 \cdot 0,03 \text{ kW} \\ &= 0,03 \text{ kW} \end{aligned}$$
- Momen pada pulley penggerak (T_1)

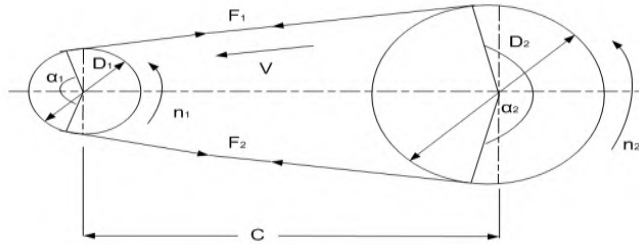
$$\begin{aligned} T_1 &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n_1} \dots\dots\dots(2.9) \\ &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,03 \text{ kW}}{945 \text{ rpm}} \\ &= 30,92 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

4.3.7 Gaya Tarik Pada Sisi Kendor dan Kencang

Sehingga gaya tarik pada sisi kencang (F_1) dan pada sisi kendor (F_2) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_s = F_1 - F_2 \dots\dots\dots(2.10)$$

$$\begin{aligned} Fe &= \frac{T_1}{r_1} \\ &= \frac{30,92 \text{ kgf.mm}}{32,5 \text{ mm}} \\ &= 0,95 \text{ kgf} \end{aligned}$$



Gambar 4.8 Gaya pada Belt

Besarnya gaya tarik F_1 dan F_2 dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} = m \dots \dots \dots (2.11)$$

Dimana :

$$\alpha = 3,14$$

$$f = 0,3 \text{ (koefisien gesek)}$$

$$e = 2,7 \text{ (bilangan natural)}$$

$$\begin{aligned} m &= e^{f \alpha} \\ &= e^{0,3 \times 3,14} \\ &= e^{0,942} \\ &= 2,7^{0,942} \\ &= 2,549 \end{aligned}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,549$$

$$F_1 = 2,549 F_2$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$F_e = 2,549 F_2 - F_2$$

$$= 1,549 F_2$$

Sehingga F_2 ,

$$\begin{aligned} F_2 &= \frac{Fe}{1,549} \\ &= \frac{0,95 \text{ kgf}}{1,549} \\ &= 0,613 \text{ kgf} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_1 &= 2,549 \times F_2 \\ &= 2,549 \times 0,613 \text{ kgf} \\ &= 1,564 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Maka besar nilai gaya tarikan pada belt adalah $F_1 = 1,563 \text{ kgf}$ dan nilai $F_2 = 0,613 \text{ kgf}$.

4.3.8 Tegangan Belt

Pada tahap ini yaitu mencari tegangan belt dapat dihitung menggunakan rumus:

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o \dots\dots\dots(2.12)$$

Keterangan :

$\sigma_o = 12 \text{ kg/cm}^2$: tegangan belt karena menggunakan V-belt

$\varphi_o = 0,9$: faktor tarikan karena V-belt

Sehingga:

$$\begin{aligned} \sigma_d &= 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o \\ \sigma_d &= 2 \cdot 0,9 \cdot 12 \text{ kg/cm}^2 \\ \sigma_d &= 21,6 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

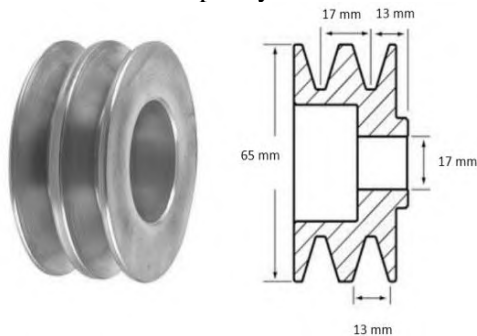
4.3.9 Jumlah Belt Yang Dibutuhkan (z)

Jumlah belt yang akan dipakai pada sistem transmisi, dengan menggunakan rumus dan perhitungan sebagai berikut :

$$Z = \frac{F_{\text{efektif}}}{\sigma_d \cdot A} \dots\dots\dots(2.13)$$

$$\begin{aligned} Z &= \frac{0,95 \text{ kgf}}{21,6 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} \\ &= 0.054 \text{ belt} \end{aligned}$$

Maka dari hasil perhitungan diatas, jumlah belt yang dibutuhkan 1 belt dalam satu pulley.



Gambar 4.9 Jumlah Belt dalam Pulley

4.3.10 Tegangan maksimal yang ditimbulkan (σ_{\max})

Tegangan pada belt yang ditimbulkan pada pulley driver dan pulley driven, dapat dicari menggunakan persamaan berikut:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot z \cdot A} + E_b \frac{h}{D_{\min}} + \gamma \frac{v^2}{10 \cdot g} \dots\dots\dots(2.14)$$

Maka dipilih bahan belt dari "Solid Wofen Cotton" (dari tabel lampiran 2).

- σ_0 = Tegangan awal, besarnya $\leq 12 \text{ kgf/cm}^2$
- h = Tebal belt (1,3 cm)
- Z = 1
- A = Luas penampang belt ($0,81 \text{ cm}^2$)
- E_b = Modulus elastisitas 300-600 kgf/cm^2 (Lampiran 2)
- D_{\min} = Diameter minimum pulley (65 mm = 6,5 cm)

- γ = 0,75-1,05 kg/dm², Berat spesifikasi untuk bahan belt
 "Solid Wofen Cotton" (Lampiran 2)
 g = Gravitasi (9,81 m/s²)
 v = Kecepatan keliling 3,22 m/s

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot z \cdot A} + E_b \frac{h}{D_{\min}} + \gamma \frac{v^2}{10 \cdot g} \\
 \sigma_{\max} &= 12 \text{ kgf/cm}^2 + \frac{0,95 \text{ kgf}}{2 \cdot 1 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + 300 \text{ kgf/cm}^2 \frac{1,3 \text{ cm}}{6,5 \text{ cm}} + \\
 &\quad 0,75 \text{ kgf/dm}^2 \frac{(3,22 \text{ m/s})^2}{10 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\
 \sigma_{\max} &= 12 \text{ kgf/cm}^2 + 0,586 \text{ kgf/cm}^2 + 60 \text{ kgf/cm}^2 + \\
 &\quad 0,079 \text{ kgf/cm}^2 \\
 &= 72,665 \text{ kgf/cm}^2
 \end{aligned}$$

Jadi tegangan maksimum yang ditimbulkan oleh belt adalah sebesar 72,665 kgf/cm².

4.3.11 Jumlah Putaran Belt per Detik (U)

Kecepatan keliling pada belt sebesar $v = 3,22$ m/s dan panjang belt $L = 1168$ mm = 1,168 m maka dapat menghitung U dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{v}{L} \dots \dots \dots (2.15) \\
 &= \frac{3,22 \text{ m/s}}{1,168 \text{ m}} \\
 &= 2,76 \text{ sec}
 \end{aligned}$$

Jadi jumlah putaran belt per detik adalah 3 putaran/detik.

4.3.12 Umur Belt (H)

Dari perhitungan di atas diketahui data-data sebagai berikut :

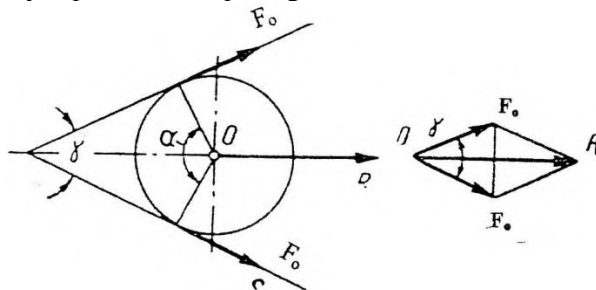
$$\begin{aligned}
 \text{Jumlah pulley yang berputar (x)} &= 2 \\
 \sigma_{fat} &= 90 \text{ kg/cm}^2 \text{ (untuk V belt)} \\
 m &= 8 \text{ (untuk V belt)} \\
 N_{base} &= 10^7 \\
 \sigma_{max} &= 72,665 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{N_{base}}{3600.U.x} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \dots\dots\dots(2.16) \\
 &= \frac{10^7}{3600.2,76.2} \left[\frac{90}{72,665} \right]^8 \\
 &= 503,22[5,538] \\
 &= 2786,74 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

4.3.13 Perhitungan Beban Pada Poros Pulley

Gaya yang diterima oleh poros dari pulley, sesuai dengan besarnya tarikan dan arahnya berimpit dengan belt pada kedua sisi pulley seperti terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 4.10 Diagram uraian gaya pada poros pulley

Untuk mencari F_R pada V-Belt maka digunakan data sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 F_e &= 0,95 \text{ kgf} \\
 \alpha &= 3,14
 \end{aligned}$$

Sehingga F_R :

$$F_R = 1,5.F_e.Sin\frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots (2.17)$$

$$F_R = 1,5.0,95.Sin\frac{\alpha}{2}$$

$$F_R = 1,5.0,95Sin\frac{3,14}{2}$$

$$F_R = 1,425.Sin\frac{3,14}{2}$$

$$F_R = 0,039kgf$$

4.4 Perhitungan Pasak

Pada perencanaan dimensi pasak, bahan pasak direncanakan menggunakan bahan baja AISI 1030 dan bahan poros baja AISI 1040, sehingga didapat data – data sebagai berikut :

S_{yp} = Tegangan ijin bahan pasak menggunakan baja AISI 1030 yang mempunyai nilai S_{yp} 48 kgf/mm^2 dan bahan poros menggunakan baja AISI 1040 yang mempunyai nilai S_{yp} poros 55 kgf/mm^2 (lampiran 12)

W = Lebar pasak 6,35 mm (lampiran 9)

sf = Angka keamanan = 2,5

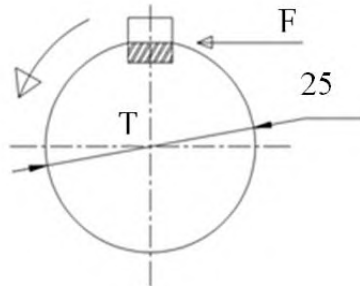
K_s = Koefisien tegangan geser (0,6)

K_c = Koefisien tegangan kompresi (1,2)

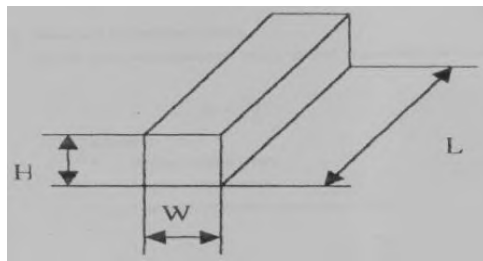
D = Diameter poros (25 mm)

- Momen pada poros

$$\begin{aligned} T_2 &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2} \\ &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,03 kW}{945 rpm} \\ &= 30,92 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$



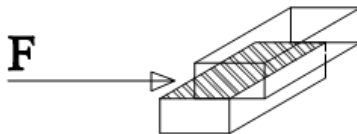
Gambar 4.11 Pasak pada Poros

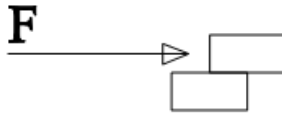


Gambar 4.12 Dimensi Pasak

4.4.1 Perhitungan panjang pasak pada poros utama berdasarkan tegangan geser

Sesuai dengan dimensi pasak diatas, pasak yang dipakai adalah pasak tipe bujur sangkar atau *Square*, maka dapat disimpulkan bahwa H (*height / tinggi*) = W (*weight / lebar*).





Gambar 4.13 Gaya Geser pada pasak

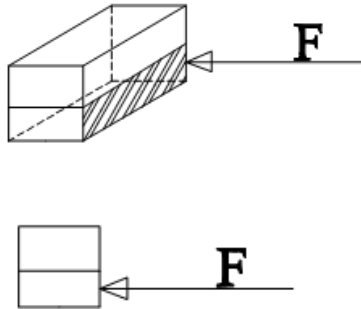
Sehingga tegangan geser pada pasak dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{F}{A} = \frac{\frac{T}{D/2}}{W \cdot L} = \frac{T}{W \cdot L \cdot D/2} \\ &= \frac{2T}{W \cdot L \cdot D}\end{aligned}$$

Maka supaya pasak aman, syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\begin{aligned}\tau_s &= \frac{2 \cdot T_2}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{K_s \cdot Syp}{sf} \dots\dots\dots (2.22) \\ L &\geq \frac{2 \cdot T_2 \cdot sf}{W \cdot D \cdot K_s \cdot Syp} \\ &\geq \frac{2 \cdot 30,92 \text{ kgf mm} \cdot 2,5}{6,35 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm} \cdot 0,6 \cdot 48 \text{ kgf / mm}^2} \\ &\geq 33,815 \text{ mm}\end{aligned}$$

4.4.2 Perhitungan berdasarkan Tegangan Kompresi



Gambar 4.14 Gaya kompresi pada pasak

Berdasarkan bentuk persegi panjang pasak maka dapat di peroleh data bahwa $H = W$, Sehingga tegangan kompresi pada pasak dapat dihitung sebagai berikut:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{\frac{T}{D/2}}{1/2W \cdot L} = \frac{T}{1/2W \cdot L \cdot D/2} = \frac{T}{\frac{W \cdot L \cdot D}{4}}$$

$$= \frac{4T}{W \cdot L \cdot D}$$

Maka supaya pasak aman, syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{K_c \cdot S_{yp}}{sf} \dots\dots\dots(2.23)$$

$$L \geq \frac{4 \cdot T \cdot sf}{K_c \cdot S_{yp} \cdot W \cdot D}$$

$$\geq \frac{4 \cdot 30,92 \text{ kg mm} \cdot 2,5}{1,2 \cdot 48 \text{ kgf / mm}^2 \cdot 6,35 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm}}$$

$$\geq 33,815 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas dapat disimpulkan bahwa panjang minimal pasak yang diijinkan adalah 34 mm.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan transmisi pada mesin *hammer mill*, diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Berdasarkan hasil rancangan didapatkan Torsi 8,507 N.m dan Daya Motor 1,13 Hp untuk menggerakkan mesin hammer mill, dengan menggunakan transmisi berupa belt dan pulley.
2. Berdasarkan hasil perhitungan didapatkan sistem transmisi yang digunakan:
 - Diameter pulley adalah :
 - Diameter pulley penggerak = 65mm
 - Diameter pulley yang digerakkan = 65mm
 - Panjang belt pada hitungan 1160,1 mm pada aplikasi panjang belt 1168 mm dengan type A.
 - Motor AC yang digunakan type Y2-90L-6 dengan daya 1,5 HP dan putaran 945 rpm.
3. Dari perhitungan panjang pasak berdasarkan tegangan geser didapatkan L_{min} yang diijinkan adalah 0,95 mm dan berdasarkan tegangan kompresi didapatkan L_{min} yang diijinkan adalah 0,95 mm, maka panjang minimal pasak yang diijinkan adalah 1 mm (berdasarkan pembulatan dari 0,95 mm dan panjang pasak yang ada di pasaran), bahan pasak yang digunakan adalah baja AISI 1030

5.2 Saran

1. Dengan mengubah atau memodifikasi pisau tidak menutup kemungkinan mesin ini juga dapat digunakan selain untuk menghancurkan.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th Edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
2. Hibbeler, R..C., 2001, *Engineering Mechanics : Dynamics* : Upper Saddle River, Prentice-Hall.
3. Adhi, www.adhi-ok.com, *Mechanical Engineering: Theory Making Crusher Machine*, diakses pada tanggal 7 Juni 2014
4. Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto H. 2000. *Menggambar Mesin menurut standar ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta.
5. Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
6. Doborvolsky v . *Machine Elements* : Peace Publishers , Moscow

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Kabupaten Sidoarjo, pada tanggal 16 Februari 1994. Penulis merupakan anak Pertama dari dua bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu tahun 2000-2006 bersekolah di SDN Prambon 1 Sidoarjo, Kemudian tahun 2006-2009 melanjutkan ke SMPN 1 Prambon Sidoarjo, dan tahun 2009-2012 melanjutkan ke SMAN 1 Krian. Pada tahun 2012 penulis melanjutkan studinya di Perguruan Tinggi Negeri di Surabaya, dengan mengambil Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS dengan bidang studi Manufaktur. Penulis pernah melakukan Kerja Praktek di PT Meratus Line. dibagian *repair component* pada bulan Juli sampai Agustus 2014.

Motto hidup, **“Hari Ini Pertanggung Jawaban Hari Kemarin”**. Selama masa perkuliahan di D3 Teknik Mesin FTI-ITS, penulis aktif di beberapa kegiatan, seperti mengikuti pelatihan – pelatihan baik tingkat jurusan, fakultas maupun institut dan bahkan luar kampus.

E-mail : pebry.satriya@gmail.com

No. Hp : 081347566896

(Halaman ini sengaja dikosongkan)